

9926.1016



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Re: Application of: Kari HOLOPAINEN, et al.
Serial No.: Not yet known
Filed: Herewith
For: METHOD FOR FITTING THE TUBULAR ROLL
SHELL OF A ROLL IN A PAPER OR BOARD
MACHINE WITH SLIDE BEARINGS, AND
ROLL FOR APPLYING THE METHOD

**LETTER RE PRIORITY AND
SUBMISSION OF PRIORITY DOCUMENT**


Assistant Commissioner for Patents
Washington, DC 20231-9998

May 31, 2001

Dear Sir:

Applicant hereby claims the priority of Finnish Patent Application No. 20001305 filed May 31, 2001, a certified copy of which is submitted herewith.

Respectfully submitted,


Martin G. Raskin
Reg. No. 25,642

By // PLO
Paul J. Higgins
Reg. No. 44,152

Steinberg & Raskin, P.C.
1140 Avenue of the Americas, 15th Floor
New York, NY 10036-5803
Telephone: (212) 768-3800
Facsimile: (212) 382-2124
E-mail: sr@steinberggraskin.com

Helsinki 26.3.2001

JC986 U.S. PTO
09/871535
05/31/01
#5

ETUOIKEUSTODISTUS
PRIORITY DOCUMENT

Hakija
Applicant

Valmet Corporation
Helsinki

Patenttihakemus nro
Patent application no

20001305

Tekemispäivä
Filing date

31.05.2000

CERTIFIED COPY OF
PRIORITY DOCUMENT

Kansainvälinen luokka
International class

F16C

Keksinnön nimitys
Title of invention

"Menetelmä paperi- tai kartonkikoneen telan putkimaisen telavaipan
liukulaakeroimiseksi ja menetelmää soveltava tela"

Hakijan nimi on hakemusdiaariin 25.03.2001 tehdyn nimenmuutoksen
jälkeen **Metso Paper, Inc.**

The application has according to an entry made in the register
of patent applications on 25.03.2001 with the name changed into
Metso Paper, Inc.

Täten todistetaan, että oheiset asiakirjat ovat tarkkoja jäljennöksiä
patentti- ja rekisterihallitukselle alkuaan annetuista selityksestä,
patenttivaatimuksista, tiivistelmästä ja piirustuksista.

This is to certify that the annexed documents are true copies of the
description, claims, abstract and drawings originally filed with the
Finnish Patent Office.

Pirjo Kalla
Pirjo Kalla
Tutkimussihteeri

Maksu 300,- mk
Fee 300,- FIM

Osoite: Arkadiankatu 6 A Puhelin: 09 6939 500 Telefax: 09 6939 5328
P.O.Box 1160 Telephone: + 358 9 6939 500 Telefax: + 358 9 6939 5328
FIN-00101 Helsinki, FINLAND

Menetelmä paperi- tai kartonkikoneen telan putkimaisen telavaipan liukulaakeroimiseksi ja menetelmää soveltava tela

5 Keksinnön kohteena on menetelmä paperi- tai kartonkikoneen telan putkimaisen telavaipan liukulaakeroimiseksi, jossa menetelmässä telavaippa tuetaan stationääriselle telan akselille telavaippaan radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavien hydrostaattisten liukulaakerielementtien avulla ainakin pääkuormituksen suuntaisen tason ja pääkuormituksen suuntaiseen tasoon nähden olennaisesti poikittaisen tason suunnassa, ja joita liukulaakerielementtejä kuormitaan 10 taan hydraulisesti paineväliaineen avulla.

Keksinnön kohteena on myös keksinnön mukaista menetelmää soveltava tela paperi- tai kartonkikoneen telan putkimaisen telavaipan liukulaakeroimiseksi, jossa menetelmässä telavaippa on tuettavissa stationääriselle telan akselille 15 telavaippaan radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavien hydrostaattisten liukulaakerielementtien avulla ainakin pääkuormituksen suuntaisen tason ja pääkuormituksen suuntaiseen tasoon nähden olennaisesti poikittaisen tason suunnassa, ja jotka liukulaakerielementit on kuormitettavissa hydraulisesti paineväliaineen avulla.

20

Nykyisin liukulaakeroiduissa teloissa telavaippa tuetaan telan akselille telavaippaan radiaalisesti (myös aksiaalisesti) vaikuttavien hydrostaattisten liukulaakerielementtien avulla, joita kuormitetaan hydraulisen paineväliaineen avulla.

Yleensä liukulaakerielementeistä ainakin kaksi ns. kuormituselementtiä vaikuttaa telavaippaan pääkuormituksen suuntaisen tason suunnassa toisiinsa nähden vastakkaisiin suuntiin. Liukulaakerielementeistä ainakin kaksi ns. sivulaakerielementtiä vaikuttaa telavaippaan pääkuormituksen suuntaiseen tasoon nähden poikittaiseen suuntaan. Tätä järjestelyä on kuvattu patenttijulkaisussa FI 98320. Siinä ulkoisen voiman, esimerkiksi nippikuorman aiheuttaman voiman 25 kohdistuessa telavaippaan ja niin muodoin kuormituselementteihin, säädetään mekaanisesti kuormituselementteihin yhteydessä olevan säätimen, esimerkiksi luistityyppisen venttiilin avulla suuremman kuormituksen puoleisen liukulaakerielementin ontelotilassa vaikuttava paine vastakkaiseen suuntaan vaikuttavan 30

kuormituselementin painetta suuremmaksi niin, että ulkoiset voimat kumoutuvat. Vastaava järjestely on toteutettu myös sivulaakerielementeille. Kullekin liukulaakerielementille syötetään säätimien kautta vakioaine.

- 5 On myös ennestään tunnettua tukea telan vaippa keskiosastaan viivakuorman säätämistä varten usean, vähintään kahden vastavyöhykkeen avulla. Tällaisen järjestelyn osalta voidaan viitata patenttijulkaisuun FI-98554. Siinä telavaipan sisäpintaan vaikutetaan esim. kahteen riviin asetetuilla vastavyöhyke-elementeillä/-kammioilla, joilla aikaansaadaan summavoima, joka vaikuttaa
- 10 nippitasossa olennaisesti vastakkaiseen suuntaan kuin kuormituselementin aikaansaama voima.

- Edellä selostetun järjestelyn tarkoitus on kuitenkin estää ainoastaan telavaipan siirtyminen akselin suhteen. Järjestelyn ongelmaksi muodostuvat suuret laakeri-
- 15 kuormat. Niiden vaikuttaessa telavaippaan pyrkii telavaippa menemään kuormituselementtien toiminnan seurauksena soikeaksi, vaikka telavaippa muuten pysyykin olennaisesti paikallaan. Kun soikeutumista ei estetä, voivat jännitykset vaipassa kasvaa niin suuriksi, että vaippa voi väsymisen johdosta rikkoutua.

- 20 Esillä olevan keksinnön kohteena on aikaansaada liukulaakeroitu tela, jolla olennaisesti vältetään edellä mainitut epäkohdat.

- Tämän toteuttamiseksi on keksinnön mukainen menetelmä pääasiassa tunnettu siitä, että pääkuormituksen suuntaisen tason suhteen olennaisesti poikittaiseen
- 25 suuntaan telavaippaan radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavien sivulaakerielementtien hydrostaattinen paine säädetään pääkuormituksen suuntaisen tason suunnassa vaikuttavien päälaakerielementtien kanssa takaisinkytketyllä säätimellä vastaamaan ennalta määrätyssä suhteessa telavaippaan vaikuttavien päälaakerielementtien suurinta hydrostaattista painetta.

- 30 Menetelmää soveltava tela on puolestaan tunnettu siitä, että pääkuormituksen suuntaisen tason suhteen olennaisesti poikittaiseen suuntaan telavaippaan radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavien sivulaakerielementtien hydro-

staattinen paine on säädettävissä pääkuormituksen suuntaisen tason suunnassa vaikuttavien päälaakerielementtien kanssa takaisinkytketyllä säätimellä vastaamaan ennalta määrätyssä suhteessa telavaippaan vaikuttavien päälaakerielementtien suurinta hydrostaattista painetta.

5

Keksinnöllä saadaan huomattavia etuja ennestään tunnettuihin liukulaakerointeihin verrattuna. Kyseinen liukulaakerointi mahdollistaa sen, että telavaippa ei soikeudu tai soikeutuu nykyisen tekniikan tason mukaisiin liukulaakerointeihin verrattuna vähän. Tämä on mahdollista siten, että vakiopaineen syötön lisäksi

- 10 kullekin sivulaakerielementille syötetään säätimen kautta tarvittaessa tietyssä suhteessa pääkuormituksen suuntaisen tason suuntaan vaikuttavien liukulaakerielementtien ontelotiloissa vallitsevaan suurimpaan paineeseen verrannollinen paine. Tämä on puolestaan saatu aikaan siten, että säädin saa ohjaussignaalin jonkin edellä mainitun liukulaakerielementin ontelotilassa vallitsevasta suurim-
- 15 masta paineesta joko mekaanishydraulisesti tai sähköisesti.

Keksinnön edullisia suoritusmuotoja on esitetty epäitsenäisissä patenttivaatimuksissa.

- 20 Seuraavaksi keksintöä on selitetty esimerkinomaisesti viittaamalla oheisiin piirustuksiin, joissa:

- | | | |
|----|---------|--|
| 25 | Kuvio 1 | esittää kaaviomaista päätykuvantoa keksinnön mukaisen telan liukulaakeroinnista. |
| 30 | Kuvio 2 | esittää kaaviomaista rakennekuvaa kuvion 1 mukaisen suoritusmuodon säätimestä. |
| | Kuvio 3 | esittää kaaviomaista päätykuvantoa keksinnön eräästä toisesta suoritusmuodosta. |
| | Kuvio 4 | esittää kaaviomaista päätykuvantoa keksinnön eräästä kolmannesta suoritusmuodosta. |

Kuviossa 1 on esitetty kaaviollisesti keksinnön eräs edullinen suoritusmuoto, jossa tela on merkitty viitenumerolla 1. Telaan 1 kuuluu liikkumaton akseli 3, jonka ympärille on järjestetty telan 1 vaippa 2. Telavaippa 2 tuetaan akselille 3 radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin telavaipan 2 sisäpintaan vaikuttavien hydrostaattisten liukulaakerielementtien 4a, 4b ja 5a, 5b avulla. Liukulaakerielementit 5a ja 5b eli päälaakerielementit on järjestetty akselille 3 pääkuormituksen F suuntaisen tason suuntaisesti. Liukulaakerielementit 4a ja 4b eli sivulaakerielementit on järjestetty pääkuormituksen F suuntaiseen tasoon nähden poikittaisen tason suuntaisesti. On selvää, että päälaakerielementtejä sekä sivulaakerielementtejä voidaan järjestää akselille useampia esim. elementtipareina tai kolmen ryhmissä.

Hydrostaattisen paineväliaineen syöttö päälaakerielementeille 5a ja 5b on ennestään tunnettua. Toisin sanoen, esimerkiksi vastatelan 15 aiheuttama kuormitus F telavaippaan 2 pyrkii liikuttamaan telavaippaa 2 sekä päälaakerielementtejä 5a ja 5b akselin 3 suhteen. Tällöin elementin 5a yhteyteen mekaanisesti järjestetyn venttiilin 6 avulla saadaan vakiopainesyöttökanavan P_p sekä syöttökanavien 7 ja 7' kautta syötetyn hydraulisen paineväliaineen paine ontelotiloissa 50 ja 51 säädettyä tarpeen mukaan siten, että telavaippa 2 pysyy kuormituksen F suuntaisen tason suunnassa olennaisesti paikoillaan.

Sivulaakerielementille 4a on järjestetty erilliset syöttökanavat P ja 13. Syöttökanavien P ja 13 välille on järjestetty säädin 20. Myös sivulaakerielementille 4b on järjestetty erillinen säädin 28, johon hydraulinen paineväliaine syötetään vakiopainesyöttökanavaa P_s pitkin ja säätimen 28 kautta edelleen sivulaakerin 4b ontelotilaan 41.

Säätimen 20 rakenne on esitetty kaaviomaisesti kuviossa 2. Säädin 20 on mekaanishydraulinen luistiventtiili, joka vastaa toiminnaltaan painesuhdeventtiiliä, jonka tulopuolen paine on vakio, jolloin ohjauspuolen ja lähtöpuolen painesuhde on vakio. Venttiilissä 20 on sylinterimäinen tila 21, joka on ensimmäisestä päästä halkaisijaltaan pienempi kuin toisesta päästä. Sylinterimäiseen tilaan 21 on järjestetty venttiilitappi 22, joka liikkuu pitkittäissuuntaisesti tilassa 21. Venttiili-

litappiin 22 on järjestetty kaksi luistia 23 ja 24, jotka jakavat sylinterimäisen tilan 21 kolmeen toisistaan eristettyyn pienempään tilaan 21a, 21b, 21c. Ensimmäinen luisti 23 on järjestetty venttiilitapin 22 päähän halkaisijaltaan pienempään sylinterimäiseen tilaan 21a. Toinen luisti 24 on järjestetty venttiilitapin 22 yhteyteen halkaisijaltaan suurempaan sylinterimäiseen tilaan 21b, 21c. Venttiilitapin 22 toisen pään yhteyteen on järjestetty varsinainen säädinosa 25, joka venttiilitapin 22 liikkuessa avaa ja sulkee venttiilin 20 yhteydessä olevan vaikepainesyöttökanavan P.

- 10 Venttiilitapin 22 ohjauspaine tuodaan luistin 23 yläpuolelle sylinterimäiseen tilaan 21a syöttökanavien tai siirtoteiden 8, 8' ja 10 kautta. Syöttökanava 8 on yhteydessä päälaakerielementin 5a ontelotilaan 50, josta tuodaan syöttökanavaa 8 pitkin painesignaali vaihtoverventtiilille 9. Edelleen syöttökanava 8' on yhteydessä päälaakerielementin 5b ontelotilaan 51, josta tuodaan syöttö-
- 15 kanavaa 8' pitkin painesignaali vaihtoverventtiilille 9. Vaihtoverventtiilin 9 toiminnan ansiosta suurempipaineinen signaali saadaan syötettyä syöttökanavaa 10 pitkin venttiilille 20. Esimerkiksi vastatelan 15 kuormittaessa telavaippaa 2 muodostuu päälaakerielementin 5a ontelotilan 50 venttiilin 6 toiminnan ansiosta suurempi hydrostaattinen paine kuin päälaakerielementin 5b ontelotilan 51. Päälaakerielementissä 5a vaikuttava hydrostaattinen paine muodostuu niin suureksi, että
- 20 telavaippa 2 pyrkii pääkuormituksen F suuntaisen tason suunnassa "venymään" ja edellä mainitun tason suhteen poikittaisen tason suunnassa "litistymään". Tämän seurauksena syöttökanavassa 8 vaikuttaa suurempi paine kuin syöttökanavassa 8', jolloin vaihtoverventtiilin 9 toiminnan ansiosta ontelotilassa 50 vaikuttavaa suurinta hydrostaattista painetta vastaava ohjauspaine vallitsee sylinterimäisessä tilassa 21a vaikuttaen venttiilin 20 luistiin 23 ja täten venttiilitapin 22
- 25 liikkeeseen.

- 30 Kun venttiili 20 saa ohjaussignaalin syöttökanavaa 10 pitkin luistin 23 yläpinnalle, vaikuttaa siihen olennaisesti voima $F_1 = P_{\max}/A_1$, jossa P_{\max} on päälaakerielementin 5a ontelotilassa 50 tai päälaakerielementin 5b ontelotilassa 51 vaikuttava suurinta hydrostaattista painetta vastaava paine ja A_1 on luistin 23 pinta-ala. Voiman F_1 ollessa suurempi kuin venttiilissä 20 olevan vastajousen 26

aiheuttama vastavoima F_s , liikkuu venttiilitappi 22 luistin 24 puristaessa joustaa 26. Samalla yhdessä venttiilitapin 22 mukana liikkuva säädinosa 25 siirtyy asentoon, jossa virtaustie avautuu vakiopainesyöttökanavalta P säätimelle 20 ja siitä edelleen syöttökanavalle 13, joka on yhteydessä sivulaakerin 4a ontelotilaan.

5

Virtaustien avautuminen saa aikaan paineen kasvun tai muodostumisen luistin 24 yläpuolisessa tilassa 21c, mikä puolestaan saa aikaan voimaan F_1 verrattuna vastakkaisen venttiilitapin 22 liikkeisiin vaikuttavan voiman $F_2 = P_2/A_2$, jossa P_2 on venttiilin 20 tilassa 21c luistiin 24 vaikuttava paine ja A_2 on luistin 24 pinta-

10

Venttiilitappi 22 luisteineen 23 ja 24 hakee asemaansa, kunnes voimat F_1 ja F_2 saavuttavat saman arvon. Jousen 26 voima F_s on voimiin F_1 ja F_2 verrattuna olennaisen pieni, eikä sitä täten tarvitse huomioida. Tasapainotilassa luistin 23 yläpuolisessa tilassa 21a vaikuttava paine P_{max} suhteessa luistin 24 yläpuolisessa tilassa 21c vaikuttavaan paineeseen P_2 on aina verrannollinen pinta-alojen A_1 ja A_2 suhteeseen. Tällöin venttiilin 20 ja ontelotilan 40 välisessä syöttökanavassa 13 ja ontelotilassa 40 vallitsee sama paine kuin venttiilin tilassa 21c. Ohjauspaineen P_{max} muuttuessa muuttuu myös, venttiilitapin 22 ja täten luistin

15

20

24 liikkuessa, tilassa 21c vaikuttavan paineväliaineen paine P_2 edellä mainitun pinta-alasuhteen mukaisesti. Edullisesti pinta-alasuhte on määriteltä siten, että P_2 on noin 0,5 - 0,8-kertainen suhteessa P_{max} :iin. Kerroin voi kuitenkin olla tarvittaessa pienempi tai suurempi.

25

Kun venttiili 20 on kiinni, varmistetaan sivulaakerielementin 4a pitopaine sekä sivulaakerielementin 4a ja telavaipan 2 sisäpinnan välinen voitelu erillisellä paineenalennusventtiilillä 12 varustetulla syöttökanavalla, joka on yhdistetty ontelotilaan 40 yhteydessä olevaan syöttökanavaan 13.

30

Edelleen kuviosta 1 nähdään radiaalisesti vastakkaiseen suuntaan telavaippaan 2 vaikuttavan sivulaakerielementin 4b venttiilijärjestely hydraulisen paineväliaineen syöttämiseksi sivulaakerielementille 4b. Sivulaakerielementti 4b on mekaanisessa yhteydessä karatapin 29 välityksellä venttiilin 28 luistiin 28a. Tällöin

sivulaakerielementin 4a toiminnan seurauksena telavaippa 2 siirtyy kuvion 1 mukaisesti oikealle vasten sivulaakerielementtiä 4b, joka ohjaa karatapin 29 välityksellä venttiilin 28 luistin 28a virtausaukon 28b edestä. Täten syöttökanavalle P_s avautuu venttiilin 28 kautta virtaustie sivulaakerielementin 4b ontelotilaan 41. Elementti 4b ja täten luisti 28a liikkuu lyhyen matkan, kunnes virtausaukko 28b avautuu sen verran, että paineet sivulaakerielementtien 4a ja 4b molemmissa ontelotiloissa 40 ja 41 ovat yhtä suuret pitäen telavaipan 2 sivusuunnassa olennaisesti paikallaan ja estäen telavaipan 2 sivusuuntaisen litistymisen.

10

Kuviossa 3 on esitetty keksinnön eräs toinen suoritusmuoto. Akselille 3 on järjestetty kaksi olennaisesti pääkuormituksen F suuntaisen tason suuntaan nähden säteittäissuuntaisesti matkan päähän toisistaan telavaipan 2 sisäpintaan vaikuttavaa päälaakerielementtiä 5a ja 5a'. Vastaavasti akselille 3 on järjestetty

15 kaksi radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin telavaipan 2 sisäpintaan vaikuttavaa päälaakerielementtiä 5b ja 5b'. Lisäksi akselille 3 on järjestetty pääkuormituksen F suuntaisen tason suuntaan nähden poikittaiseen suuntaan telavaipan 2 sisäpintaan radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavaa sivulaakerielementtiä 4a ja 4b.

20

Hydraulisen paineväliaineen syöttö päälaakerielementeille 5a, 5a' ja 5b, 5b' on perusperiaatteeltaan ennestään tunnettua ja käydään tässä lyhyesti läpi. Hydraulinen paineväliaine tuodaan syöttökanavaa P_p pitkin venttiilille 6, jonka kautta paineväliaine syötetään edelleen kanavia 7 ja 7' pitkin elementtien 5a ja 5b' ontelotiloihin 50 ja 51 ja edelleen syöttökanavia 30 ja 32 pitkin elementtien 5a' ja 5b vastaaviin ontelotiloihin 50 ja 51. Paineväliaine tuodaan myös syöttökanavia P ja 13 pitkin venttiilille 42, jonka kautta hydraulinen paineväliaine syötetään kanavia 31 ja 31' pitkin elementtien 4a ja 4b ontelotiloihin 40 ja 41.

25

30 Syöttökanavien P ja 13 väliin on järjestetty sähköisesti ohjattu säädin 20, esimerkiksi sähköisesti ohjattu venttiili, jonka rakenne ja toiminta on ennestään tunnettua. Kuten edellisessä suoritusmuodossa, säätimen 20 ohjaussignaali vastaa päälaakerielementtien 5a, 5a' tai 5b, 5b' ontelotiloissa 50 tai 51 vaikutta-

vaa maksimipainetta. Ohjaussignaali on saatu aikaan esimerkiksi sijoittamalla ontelotiloihin 50 ja 51 painedetektorit 52 ja 53. Niistä saatu painetta vastaava sähköinen signaali siirretään sähköistä siirtotietä 8 ja 8' pitkin signaalinvaihtokytkimelle 9'. Kytkimen 9' tarkoitus on erottaa kahdesta siirtotiestä 8 ja 8' saadusta signaalista se signaali, joka vastaa suurempaa painetta, ja välittää se edelleen siirtotietä 10 pitkin säätimelle 20. Säädin 20 avautuu tai sulkeutuu säätimelle 20 vastaanotetun painetta vastaavan signaalin mukaisesti siten, että syöttökanavan 13 ja venttiilin 42 kautta syötetyn ja ontelotiloissa 40 ja 41 vaikuttavan paineväliaineen paine on noin 0,5 - 0,8-kertainen päälaakerielementtien 5a, 5a' tai 5b, 5b' ontelotiloissa 50 tai 51 vaikuttavaan suurimpaan hydrostaattiseen paineeseen verrattuna. Tämä kerroin voi olla kuitenkin pienempi tai suurempi, jopa yli 1.

Kuviossa 4 on esitetty vielä keksinnön eräs kolmas edullinen suoritusmuoto. Toiseen suoritusmuotoon verrattuna yksi sivulaakerielementtipari on korvattu kahdella säteittäisesti matkan päähän toisistaan järjestetyillä sivulaakerielementtiparilla 4a, 4a' ja 4b, 4b'. Elementit 4a ja 4a' ovat yhteydessä toisiinsa syöttökanavalla 33, jonka avulla paineväliaine syötetään elementin 4a ontelotilasta 40 elementin 4a' vastaavaan ontelotilaan 40. Elementit 4b ja 4b' ovat vastaavalla tavalla yhteydessä toisiinsa syöttökanavalla 34. Järjestely poikkeaa vielä edellisestä suoritusmuodosta siten, että säädin 20 on toiminnaltaan vastaavanlainen paineohjattu mekaanishydraulinen venttiili kuin ensimmäisen suoritusmuodon yhteydessä on esitetty. Säätimelle 42 ohjatun paineväliaineen paineensäätö on luonnollisesti toteutettavissa myös sähköisesti kuten toisessa suoritusmuodossa on esitetty. Liukulaakerielementtien määrää voidaan myös tarpeen mukaan muuttaa.

Patenttivaatimukset

1. Menetelmä paperi- tai kartonkikoneen telan (1) putkimaisen telavaipan (2) liukulaakeroimiseksi, jossa menetelmässä telavaippa (2) tuetaan stationääriselle
 5 telan akselille (3) telavaippaan (2) radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavien hydrostaattisten liukulaakerielementtien (4a, 4b; 4a', 4b'; 5a, 5b; 5a', 5b') avulla ainakin ensimmäisen tason eli pääkuormituksen (F) suuntaisen tason ja pääkuormituksen (F) suuntaiseen tasoon nähden olennaisesti poikittaisen tason suunnassa, ja joita liukulaakerielementtejä (4a, 4b, 4a', 4b', 5a, 5b, 5a', 5b')
 10 kuormitetaan hydraulisesti paineväliaineen avulla, **tunnettu** siitä, että pääkuormituksen (F) suuntaisen tason suhteen olennaisesti poikittaiseen suuntaan telavaippaan (2) radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavien sivulaakerielementtien (4a, 4b; 4a', 4b') hydrostaattinen paine säädetään pääkuormituksen (F) suuntaisen tason suunnassa vaikuttavien päälaakerielementtien (5a, 5b, 5a',
 15 5b') kanssa takaisinkytketyllä säätimellä (20) vastaamaan ennalta määrätyssä suhteessa telavaippaan (2) vaikuttavien päälaakerielementtien (5a, 5b, 5a', 5b') suurinta hydrostaattista painetta.

2. Patenttivaatimuksen 1 mukainen menetelmä, **tunnettu** siitä, että yhdelle
 20 sivulaakerielementille (4b, 4b') syötetään vakioaine (P_s) ja toiselle sivulaakerielementille (4a, 4a') syötetään säätimen (20) kautta päälaakerielementtien (5a, 5b, 5a', 5b') suurimmasta paineesta riippuvainen ohjauspaine.

3. Patenttivaatimuksen 1 tai 2 mukainen menetelmä, **tunnettu** siitä, että sivulaakereiden (4a, 4a') ohjauspaine on n. 0,5 - n. 1, edullisesti n. 0,5 - n. 0,8-kertainen päälaakerielementtien (5a, 5b, 5a', 5b') suurimpaan paineeseen verrattuna.

4. Jonkin patenttivaatimuksen 1 - 3 mukainen menetelmä, **tunnettu** siitä, että
 30 menetelmässä käytetään säätimenä (20) mekaanishydraulista venttiiliä.

5. Patenttivaatimuksen 4 mukainen menetelmä, **tunnettu** siitä, että mekaanishydrauliseen venttiiliin (20) kuuluu: sylinterimäinen tila (21), joka on halkaisijal-

taan yhdestä päästä pienempi kuin toisesta päästä; sylinterimäisessä tilassa (21) pitkittäisakselin suuntaisesti liikkuva venttiilitappi (22); sylinterimäiseen tilaan (21) venttiilitapin (22) yhteyteen järjestetyt kaksi luistia (23, 24), joista ensimmäinen luisti (23) on järjestetty venttiilitapin (22) ensimmäiseen päähän

5 halkaisijaltaan pienempään sylinterimäiseen tilaan (21a) ja joista toinen luisti (24), jonka yhteyteen on järjestetty jousi (26), on järjestetty venttiilitapin (22) yhteyteen halkaisijaltaan suurempaan sylinterimäiseen tilaan (21b, 21c), jonka kautta paineväliaine syötetään ainakin yhdelle sivulaakerielementille (4a, 4a', 4b, 4b'); säädinosa (25), joka on järjestetty venttiilitapin (22) toisen pään sekä

10 hydraulisen paineväliaineen syöttökanavan (P) yhteyteen, ja että ensimmäiseen luistiin (23) kohdistetaan jousista (26) vasten telavaippaan (2) pääkuormituksen (F) suuntaisella tasolla vaikuttaviin hydrostaattisiin liukulaakerielementteihin (5a, 5a', 5b, 5b') vaikuttavaa hydrostaattista painetta vastaava hydrostaattinen ohjauspaine venttiilitapin (22) ja säädinosan (25) liikuttamiseksi siten, että hyd-

15 raulinen paineväliaine pääsee syöttökanavalta (P) venttiiliin (20) suurempaan sylinterimäiseen tilaan (21b, 21c) ainakin yhdelle sivulaakerielementille (4a, 4a', 4b, 4b') johdetun syöttöpaineen säätämistä varten.

6. Jonkin patenttivaatimuksen 1 - 3 mukainen menetelmä, **tunnettu** siitä, että

20 säätimenä (20) käytetään sähköesiohjattua venttiiliä, joka saa ohjauksensa joltakin kuormituksen (F) suuntaisen tason suunnassa telavaippaan (2) vaikuttavien päälaakerielementtien (5a, 5a', 5b, 5b') yhteyteen järjestetyistä painedetektoreista (52, 53), painedetektoreiden (52, 53) ja säätimen (20) välille muodostettua siirtotietä (8, 8', 9', 10) pitkin.

25 7. Jonkin patenttivaatimuksen 1, 3, 4, 5 tai 6 mukainen menetelmä, **tunnettu** siitä, että säädin (20) on liitetty yhden sivulaakerielementin (4a) syöttökanavaan (P), joka sivulaakerielementti (4a) on lisäksi varustettu säätölaitteella (42), joka ohjaa paineen toiselle vastakkaiselle sivulaakerielementille (4b), jolloin vaippa

30 pysyy sivusuunnassa paikoillaan telan akseliin (3) nähden.

8. Patenttivaatimuksen 1 mukaista menetelmää soveltava tela paperi- tai kartonkikoneen telan (1) putkimaisen telavaipan (2) liukulaakeroimiseksi, joka telavaip-

- pa (2) on tuettavissa stationääriselle telan akselille (3) telavaippaan (2) radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavien hydrostaattisten liukulaakerielementtien (4a, 4b; 4a', 4b'; 5a, 5b; 5a', 5b') avulla ainakin ensimmäisen tason eli pääkuormituksen (F) suuntaisen tason ja pääkuormituksen (F) suuntaiseen tasoon nähden olennaisesti poikittaisen tason suunnassa, ja jotka liukulaakerielementit (4a, 4b, 4a', 4b', 5a, 5b, 5a', 5b') on kuormitettavissa hydraulisesti paineväliaineen avulla, **tunnettu** siitä, että pääkuormituksen (F) suuntaisen tason suhteen olennaisesti poikittaiseen suuntaan telavaippaan (2) radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavien sivulaakerielementtien (4a, 4b; 4a', 4b') hydrostaattinen paine on säädettävissä pääkuormituksen (F) suuntaisen tason suunnassa vaikuttavien päälaakerielementtien (5a, 5b, 5a', 5b') kanssa takaisinkytketyllä säätimellä (20) vastaamaan ennalta määrättyssä suhteessa olennaisesti telavaippaan (2) vaikuttavien päälaakerielementtien (5a, 5b, 5a', 5b') suurinta hydrostaattista painetta.
9. Patenttivaatimuksen 8 mukainen tela, **tunnettu** siitä, että yhdelle sivulaakerielementille (4b, 4b') on syötettävissä vakiopaine ja toiselle sivulaakerielementille (4a, 4a') on syötettävissä säätimen (20) kautta päälaakerielementtien (5a, 5b, 5a', 5b') suurimmasta paineesta riippuvainen ohjauspaine.
10. Patenttivaatimuksen 8 tai 9 mukainen tela, **tunnettu** siitä, että säädin (20) on mekaanishydraulinen venttiili.
11. Patenttivaatimuksen 10 mukainen tela, **tunnettu** siitä, että mekaanishydrauliseen venttiiliin (20) kuuluu: sylinterimäinen tila (21), joka on halkaisijaltaan yhdestä päästä pienempi kuin toisesta päästä; sylinterimäiseen tilaan (21) pitkitäisakselin suuntaisesti liikkuvasti järjestetty venttiilitappi (22); sylinterimäiseen tilaan (21) venttiilitapin (22) yhteyteen järjestetyt kaksi luistia (23, 24), joista ensimmäinen luisti (23) on järjestetty venttiilitapin (22) ensimmäiseen päähän halkaisijaltaan pienempään sylinterimäiseen tilaan (21a) ja joista toinen luisti (24), jonka yhteyteen on järjestetty jousi (26), on järjestetty venttiilitapin (22) yhteyteen halkaisijaltaan suurempaan sylinterimäiseen tilaan (21b, 21c), jonka kautta paineväliaine on syötettävissä ainakin yhdelle sivulaakerielementille (4a, 4a', 4b, 4b'); säädinosa (25), joka on järjestetty venttiilitapin (22) toisen pään

- sekä hydraulisen paineväliaineen syöttökanavan (P) yhteyteen, ja että ensimmäiseen luistiin (23) on kohdistettavissa joustaa (26) vasten telavaippaan (2) pääkuormituksen (F) suuntaisella tasolla vaikuttaviin hydrostaattisiin liukulaakerielementteihin (5a, 5a', 5b, 5b') vaikuttavaa hydrostaattista painetta vastaava
- 5 hydrostaattinen ohjauspaine venttiilitapin (22) ja säädinosan (25) liikuttamiseksi siten, että hydraulinen paineväliaine pääsee syöttökanavalta (P) venttiiliin (20) suurempaan sylinterimäiseen tilaan (21b, 21c) ainakin yhdelle sivulaakerielementille (4a, 4a', 4b, 4b') johdetun syöttöpaineen säätämistä varten.
- 10 12. Patenttivaatimuksen 8 mukainen tela, **tunnettu** siitä, että säätimenä (20) käytettävää sähköesiohjattua venttiiliä, jonka ohjaus on saatavissa joltakin kuormituksen (F) suuntaisen tason suunnassa telavaippaan (2) vaikuttavien päälaakerielementtien (5a, 5a', 5b, 5b') yhteyteen järjestetyiltä painedetektoreilta (52, 53) painedetektoreiden (52, 53) ja säätimen (20) välille muodostettua siirtotietä
- 15 (7, 8', 9', 10) pitkin.
13. Jonkin patenttivaatimuksen 8, 10, 11 tai 12 mukainen tela, **tunnettu** siitä, että säädin (20) on liitetty yhden sivulaakerielementin (4a) syöttökanavaan (P), joka sivulaakerielementti (4a) on lisäksi varustettu säätölaitteella (42), jolla
- 20 paine on ohjattavissa toiselle vastakkaiselle sivulaakerielementille (4b), jolloin vaippa pysyy sivusuunnassa paikoillaan telan akseliin (3) nähden.

(57) Tiivistelmä

Menetelmä paperi- tai kartonkikoneen telan (1)

putkimaisen telavaipan (2) liukulaakeroimiseksi.

Menetelmässä telavaippa (2) tuetaan stationääriselle telan akselille (3) telavaippaan (2) radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavien hydrostaattisten liukulaakerielementtien (4a, 4b; 4a', 4b'; 5a, 5b; 5a', 5b') avulla ainakin ensimmäisen tason eli pääkuormituksen (F) suuntaisen tason ja pääkuormituksen (F) suuntaiseen tasoon nähden olennaisesti poikittaisen tason suunnassa. Liukulaakerielementtejä (4a, 4b, 4a', 4b', 5a, 5b, 5a', 5b') kuormitetaan hydraulisesti paineväliaineen avulla. Radiaalisesti vastakkaisiin suuntiin vaikuttavien sivulaakerielementtien (4a, 4b; 4a', 4b') hydrostaattinen paine säädetään pääkuormituksen (F) suuntaisen tason suunnassa vaikuttavien päälaakerielementtien (5a, 5b, 5a', 5b') kanssa takaisinkytketyllä säätimellä (20) vastaamaan ennalta määrätyssä suhteessa telavaippaan (2) vaikuttavien päälaakerielementtien (5a, 5b, 5a', 5b') suurinta hydrostaattista painetta. Lisäksi keksinnön kohteena on menetelmää soveltava laite.

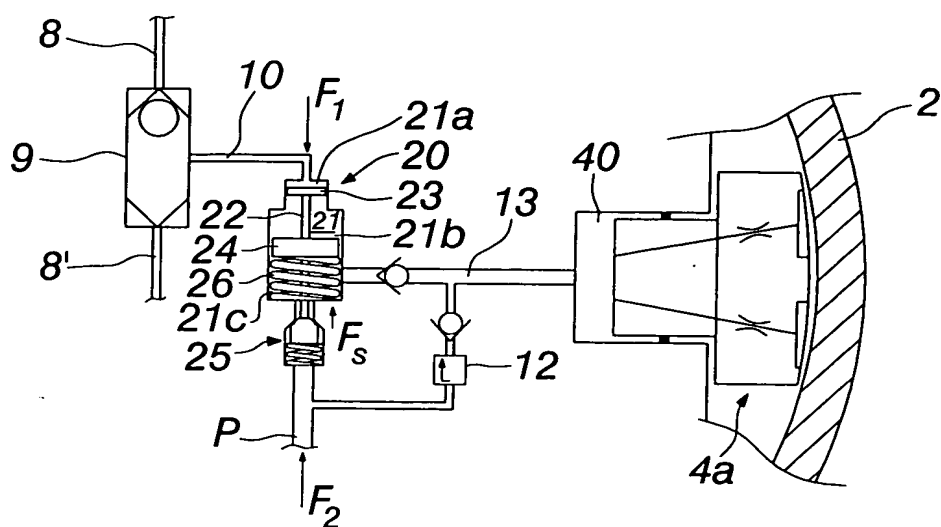


Fig. 2

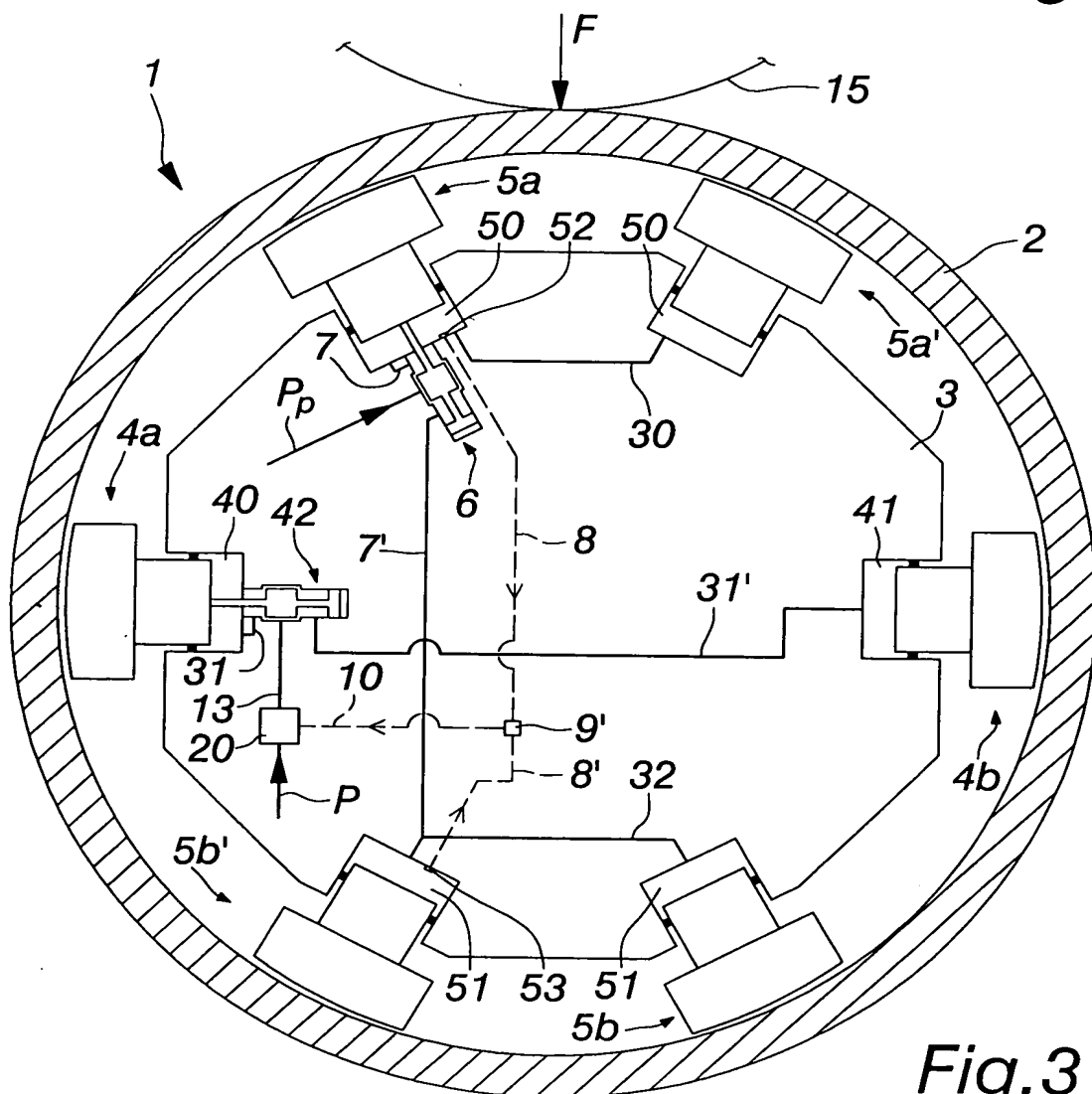
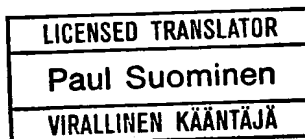


Fig. 3

DECLARATION

I, the undersigned licensed translator, duly examined and approved by the Translators' Examination Board of Finland to certify translations from Finnish into English, hereby solemnly declare that the attached documents in English are true and faithful translations of the original specification, claims and abstract appearing in the case of a Patent Application No. 20001305, entitled: "Method for fitting the tubular roll shell of a roll in a paper or board machine with slide bearings, and roll for applying the method", filed with the Finnish Patent Office on May 31, 2000, in the name of Valmet Corporation.

I make this solemn declaration conscientiously, believing it to be true.



Method for fitting the tubular roll shell of a roll in a paper or board machine with slide bearings, and roll for applying the method

The invention relates to a method for fitting the tubular roll shell of a roll in a paper or board machine with slide bearings, said method comprising supporting the roll shell on a stationary roll shaft by means of hydrostatic slide bearing elements acting on the roll shell in radially opposite directions at least in the direction of a plane co-directional with a primary loading and a plane substantially lateral to the plane co-directional with the primary loading, and said slide bearing elements being loaded hydraulically by means of a pressure fluid.

The invention relates also to a roll for applying the inventive method for fitting the tubular roll shell of a roll in a paper or board machine, in which method the roll shell is supportable on a stationary roll shaft by means of hydrostatic slide bearing elements acting on the roll shell in radially opposite directions at least in the direction of a plane co-directional with a primary loading and a plane substantially lateral to the plane co-directional with the primary loading, and said slide bearing elements being loadable hydraulically by means of a pressure fluid.

In current rolls with slide bearings, a roll shell is supported on a roll shaft by means of hydrostatic slide bearing elements acting radially (also axially) on the roll shell and being loaded by means of a hydraulic pressure fluid. Generally, at least two of the slide bearing elements, so-called loading elements, act on the roll shell in directions opposite to each other in the direction of a plane co-directional with a primary loading. At least two of the slide bearing elements, so-called lateral bearing elements, act on the roll shell in a direction lateral to a plane co-directional with the primary loading. This configuration is described in patent publication FI 98320. There, when an external force, for example a force resulting from a nip load, is applied to a roll shell and, thus, to loading elements, a regulator, for example a slide-type valve, mechanically in connection with the loading elements, is used for adjusting the pressure prevailing in the cavity of a slide bearing element closer to a higher loading to

surpass the pressure of a loading element acting in the opposite direction so as to offset the external forces. A similar arrangement is implemented for lateral bearing elements, as well. Each slide bearing element is supplied with a constant pressure by way of regulators.

5

It is also prior known to support a roll shell in its middle section for the adjustment of a nip load by means of several, at least two counter zones. For such arrangement, reference can be made to patent publication FI 98554.

There, the inner surface of a roll shell is subjected to the action of counter zone elements/chambers set e.g. in two rows, which produce a sum force working in a nip plane in a direction substantially opposite to the force produced by a loading element.

However, the above-described arrangement is solely intended to prevent a displacement or stroke of the roll shell relative to the shaft. Heavy bearing loads become a problem in this arrangement. Subjected to such loads, the roll shell tends to turn elliptical as a result of the action of loading elements, even though the roll shell would otherwise remain essentially stationary. If the ellipticity development is not stopped, the stresses in a shell may become so severe that the shell could break as a result of fatigue.

It is an object of the present invention to provide a roll fitted with slide bearings, which is substantially capable of overcoming the foregoing drawbacks.

In order to achieve this, a method of the invention is principally characterized in that the hydrostatic pressure of lateral bearing elements acting in radially opposite directions on a roll shell in a direction substantially lateral to a plane co-directional with primary loading is adjusted by means of a regulator having feedback connection from the main bearing elements acting in the direction of a plane co-directional with primary loading to comply at a predetermined ratio with the maximum hydrostatic pressure of the main bearing elements acting on the roll shell.

- On the other hand, a roll for applying the method is characterized in that the hydrostatic pressure of lateral bearing elements acting in radially opposite directions on a roll shell in a direction substantially lateral to a plane co-directional with primary loading is adjustable by means of a regulator having
- 5 feedback connection from the main bearing elements acting in the direction of a plane co-directional with primary loading to comply at a predetermined ratio with the maximum hydrostatic pressure of the main bearing elements acting on the roll shell.
- 10 The invention provides substantial benefits over prior art slide bearing assemblies. The discussed slide bearing assembly enables a roll shell not to become elliptical or its degree of ellipticity will be just slight compared with slide bearing assemblies of the prior art. This is possible in such a way that, in addition to the delivery of a constant pressure, each lateral bearing element is
- 15 supplied, if necessary, with a pressure proportional at a certain ratio to the maximum pressure prevailing in the cavities of slide bearing elements acting in the direction of a plane co-directional with primary loading. This in turn is accomplished in such a way that the regulator receives a control signal either mechano-hydraulically or electrically from the maximum pressure prevailing in
- 20 the cavity of any of the foregoing slide bearing elements.

Preferred embodiments of the invention are disclosed in the dependent claims.

- The invention will now be described by way of example with reference made to
- 25 the accompanying drawings, in which:

- Fig. 1 shows a slide bearing assembly for a roll of the invention in a schematic end view.
- 30 Fig. 2 shows a regulator according to the embodiment of fig. 1 in a schematic structural view.
- Fig. 3 shows a second embodiment of the invention in a schematic end view.

Fig. 4 shows a third embodiment of the invention in a schematic end view.

Fig. 1 shows schematically one preferred embodiment of the invention, in which the roll is designated with reference numeral 1. The roll 1 includes a stationary shaft 3, around which is mounted a shell 2 of the roll 1. The roll shell 2 is supported on the shaft 3 by means of hydrostatic slide bearing elements 4a, 4b and 5a, 5b acting on an inner surface of the roll shell 2 in radially opposite directions. The slide bearing elements 5a and 5b or main bearing elements are mounted on the shaft 3 in the direction of a plane which is co-directional with a primary loading F. The slide bearing elements 4a and 4b or lateral bearing elements are set in the direction of a plane which is lateral to the plane co-directional with the primary loading F. It is obvious that main bearing elements as well as lateral bearing elements can be mounted on the shaft in higher numbers, e.g. as twin elements or in groups of three.

The supply of a hydrostatic pressure fluid to the main bearing elements 5a and 5b is prior known. In other words, for example the loading F developed by a counter roll 15 upon the roll shell 2 strives to move the roll shell 2 as well as the main bearing elements 5a and 5b relative to the shaft 3. Thus a valve 6, fitted mechanically in connection with the element 5a, can be used for adjusting in cavities 50 and 51 the pressure of a hydraulic pressure fluid delivered through a constant pressure feed line P_p as well as feed lines 7, 7' as required, such that the roll shell 2 remains substantially stationary in the direction of a plane co-directional with the loading F.

The lateral bearing element 4a is provided with separate feed lines P and 13. Between the feed lines P and 13 is arranged a regulator 20. The lateral bearing element 4b is also provided with a separate regulator 28, which is supplied with a hydraulic pressure fluid along a constant pressure feed line P_s , and by way of the regulator 28 further into a cavity 41 of the lateral bearing 4b.

The regulator 20 has its construction depicted schematically in fig. 2. The regulator 20 comprises a mechano-hydraulic slide valve, which is functionally

- similar to a pressure recovery valve, having a constant pressure on the inlet side, the pressure ratio between the control side and the outlet side being constant. The valve 20 includes a cylindrical space 21, which is smaller at a first end than at a second end in terms of its diameter. The cylindrical space 21 is provided with a valve stem 22 for a lengthwise movement in the space 21. The valve stem 22 is fitted with two slides 23 and 24 for dividing the cylindrical space 21 for three isolated smaller spaces 21a, 21b, 21c. The first slide 23 is mounted on the end of the valve stem 22 in the diametrically smaller cylindrical space 21a. The second slide 24 is fitted in connection with the valve stem 22 in the diametrically larger cylindrical space 21b, 21c. The valve stem 22 has its second end provided with an actual regulator element 25 which, as the valve stem 22 is reciprocating, opens and closes a constant pressure feed line P which is in communication with the valve 20.
- 15 A control pressure for the valve stem 22 is introduced above the slide 23 into the cylindrical space 21a by way of feed lines or transit paths 8, 8' and 10. The feed line 8 is in communication with the cavity 50 of the main bearing element 5a for bringing a pressure signal along the feed line 8 to a shuttle valve 9. Furthermore, the feed line 8' is in communication with the cavity 51 of the main bearing element 5b for bringing a pressure signal along the feed line 8' to the shuttle valve 9. By virtue of the shuttle valve's 9 action, a higher-pressure signal can be delivered along a feed line 10 to the valve 20. For example, when the counter roll 15 applies a loading force on the roll shell 2, the cavity 50 of the main bearing element 5a by virtue of the action of the valve 6 develops a higher hydrostatic pressure than the cavity 51 of the main bearing element 5b. The hydrostatic pressure working within the main bearing element 5a becomes so high that the roll shell 2 tends to "stretch" in the direction of a plane co-directional with the primary loading F, and to "flatten" in the direction of a plane lateral to the above-mentioned plane. Consequently, the feed line 8 carries a higher active pressure than the feed line 8', as a result of which, by virtue of the shuttle valve's 9 action, the cylindrical space 21a carries a control pressure consistent with the maximum hydrostatic pressure prevailing in the cavity 50, thus having an effect on the action of the valve 20 and the slide 23, and hence, on the action of the valve stem 22.

Upon receiving a control signal along the feed line 10 on the top surface of the slide 23, the valve 20 will be essentially subjected to a force $F_1 = P_{\max}/A_1$, wherein P_{\max} represents a pressure consistent with the maximum hydrostatic pressure prevailing in the cavity 50 of the main bearing element 5a or in the cavity 51 of the main bearing element 5b, and A_1 represents a surface area of the slide 23. When the force F_1 is more powerful than a counterforce F_s produced by a counter spring 26 present in the valve 20, the valve stem 22 makes a move as the valve 24 compresses the spring 26. At the same time, the regulator element 25, accompanying the valve stem 22 in its movement, shifts to a position to open a flow path from the constant pressure feed line P to the regulator 20, and thence further to a feed line 13 which is in communication with the cavity of the lateral bearing 4a.

The opening of a flow path results in an increase or development of pressure in the space 21c above the slide 24, which in turn produces a force $F_2 = P_2/A_2$, which is counteractive with respect to the force F_1 and contributes to the actions of the valve stem 22 and in which P_2 represents a pressure working in the space 21c of the valve 20 on the slide 24, and A_2 represents a surface area of the slide 24.

The valve stem 22, along with its slides 23 and 24, searches for its position until the forces F_1 and F_2 attain an equal rate. Compared to the forces F_1 and F_2 , the force F_s of the spring 26 is substantially insignificant and, thus, need not be accounted for. In a balanced condition, the pressure P_{\max} prevailing in the space 21a above the slide 23 in relation to the pressure P_2 prevailing in the space 21c above the slide 24 is always proportional to a ratio between the surface areas A_1 and A_2 . Hence, a pressure prevailing in the feed line 13 between the valve 20 and the cavity 40 and in the cavity 40 is equal to that prevailing in the valve space 21c. As the control pressure P_{\max} changes, the will also be a change, as the valve stem 22, and hence the slide 24, are moving, in the pressure P_2 of a pressure fluid acting in the space 21c in accordance with the above-mentioned area ratio. Preferably, the area ratio is defined in such a way that P_2 is about 0,5-0,8 times with respect to P_{\max} . However, the multiplier can be lower or higher as necessary.

When the valve 20 is closed, a holding pressure of the lateral bearing element 4a as well as lubrication between the lateral bearing element 4a and an inner surface of the roll shell 2 are secured by means of a separate feed line, fitted with a pressure reducer valve 12 and connected to the feed line 13 which is in communication with the cavity 40.

Furthermore, fig. 1 visualizes a valve assembly for the lateral bearing element 4b acting on the roll shell 2 in a radially opposite direction for supplying a hydraulic pressure fluid to the lateral bearing element 4b. The lateral bearing element 4b is in a mechanical connection by way of a spindle rod 29 with a slide 28a of a valve 28. Thus, as a result of the action of the lateral bearing element 4a, the roll shell 2 shifts to the right according to fig. 1 for a contact with the lateral bearing element 4b, which uses the spindle rod 29 to drive the slide 28a of the valve 28 out of its position in front of a port 28b. Thus, the feed line P_s is provided with a clear flow path through the valve 28 into the cavity 41 of the lateral bearing element 4b. The element 4b, and thus the slide 28a, travels a short distance until the port 28b opens sufficiently for pressures in both cavities 40 and 41 of the lateral bearing elements 4a and 4b to become equal for holding the roll shell 2 in lateral direction substantially stationary and for preventing a lateral flattening of the roll shell 2.

Fig. 3 illustrates a second embodiment of the invention. A shaft 3 is provided with two main bearing elements 5a, 5a', set at a distance from each other in a direction radial with respect to the direction of a plane substantially co-directional with a primary loading F, and acting on the inner surface of a roll shell 2. Respectively, the shaft 3 is provided with two main bearing elements 5b, 5b' acting on the inner surface of the roll shell 2 in radially opposite directions. The shaft 3 is further provided with lateral bearing elements 4a and 4b, acting in radially opposite directions on the inner surface of the roll shell 2 in a direction lateral to a plane co-directional with the primary loading F.

The supply of a hydraulic pressure fluid to the main bearing elements 5a, 5a' and 5b, 5b' is prior known in its basic principles and only briefly reviewed here. The hydraulic pressure fluid is brought along a feed line P_p to a valve 6,

whereby the pressure fluid is delivered further along lines 7 and 7' into cavities 50 and 51 of the elements 5a and 5b' and still further along feed lines 30 and 32 into respective cavities 50 and 51 of the elements 5a' and 5b. The pressure fluid is also brought along feed lines P and 13 to a valve 42, whereby the hydraulic pressure fluid is delivered along lines 31 and 31' into cavities 40 and 41 of the elements 4a and 4b.

Between the feed lines P and 13 is fitted an electrically controlled regulator 20, for example an electrically controlled valve, which is prior known regarding its design and operation. As in the previous embodiment, a control signal for the regulator 20 is consistent with the maximum pressure prevailing in the cavities 50 or 51 of the main bearing elements 5a, 5a' or 5b, 5b'. The control signal is produced e.g. by fitting the cavities 50 and 51 with pressure detectors 52 and 53. The pressure-consistent electrical signal received therefrom is carried along an electrical transit path 8, 8' to a signal reversing switch 9'. The switch 9' is intended to distinguish from the two signals received from the transit path 8, 8' the one that is consistent with the higher pressure, and to transmit it further along a transit path 10 to the regulator 20. The regulator 20 opens or closes in compliance with the pressure-consistent signal received in the regulator 20, such that the pressure fluid supplied through the feed line 13 and the valve 42 and prevailing in the cavities 40 and 41 has a pressure which is about 0,5-0,8 times the maximum hydrostatic pressure prevailing in the cavities 50 and 51 of the main bearing elements 5a, 5a' or 5b, 5b'. However, this multiplier can be lower or higher, even higher than 1.

25

Fig. 4 shows yet another, a third embodiment of the invention. As compared to the second embodiment, a single lateral bearing element is replaced with two radially spaced-apart pairs of lateral bearing elements 4a, 4a' and 4b, 4b'. The elements 4a and 4a' are in communication with each other by way of a feed line 33 used for supplying a pressure fluid from a cavity 40 of the element 4a into a respective cavity 40 of the element 4a'. The elements 4b and 4b' are similarly in communication with each other by way of a feed line 34. Another difference between this arrangement and the previous one is that the regulator 20 is

functionally a pressure-controlled mechano-hydraulic valve similar to the one described in connection with the first embodiment. The pressure regulation of a pressure fluid delivered to a regulator 42 is naturally implementable also electrically, as set forth in connection of the second embodiment. The number
5 of slide bearing elements can also be varied as necessary.

Claims

1. A method for fitting a tubular roll shell (2) of a roll (1) in a paper or board machine with slide bearings, said method comprising supporting the roll shell
 5 (2) on a stationary roll shaft (3) by means of hydrostatic slide bearing elements (4a, 4b, 4a', 4b', 5a, 5b, 5a', 5b') acting on the roll shell (2) in radially opposite directions at least in the direction of a primary plane or a plane co-directional with a primary loading (F) and a plane substantially lateral to the plane co-directional with the primary loading (F), and said slide bearing elements (4a,
 10 4b, 4a', 4b', 5a, 5b, 5a', 5b') being loaded hydraulically by means of a pressure fluid, **characterized** in that the hydrostatic pressure of the lateral bearing elements (4a, 4b; 4a', 4b') acting in radially opposite directions on the roll shell (2) in a direction substantially lateral to a plane co-directional with the primary loading (F) is adjusted by means of a regulator (20) having feedback
 15 connection from the main bearing elements (5a, 5b, 5a', 5b') acting in the direction of a plane co-directional with the primary loading (F) to comply at a predetermined ratio with the maximum hydrostatic pressure of the main bearing elements (5a, 5b, 5a', 5b') acting on the roll shell (2).
- 20 2. A method as set forth in claim 1, **characterized** in that one lateral bearing element (4b, 4b') is supplied with a constant pressure (P_s) and the other lateral bearing element (4a, 4a') is supplied by way of the regulator (20) with a control pressure depending on the maximum pressure of the main bearing elements (5a, 5b, 5a', 5b').
- 25 3. A method as set forth in claim 1 or 2, **characterized** in that the lateral bearings (4a, 4a') have a control pressure which is about 0,5 to about 1, preferably about 0,5 to about 0,8 times the maximum pressure of the main bearing elements (5a, 5b, 5a', 5b').
- 30 4. A method as set forth in any of claims 1-3, **characterized** in that the regulator (20) used in the method comprises a mechanical hydraulic valve.

5. A method as set forth in claim 4, **characterized** in that the mechanical hydraulic valve (20) comprises: a cylindrical space (21) diametrically smaller at one end than at the other end; a valve stem (22) movable axially lengthwise in the cylindrical space (21); two slides (23, 24) fitted in the cylindrical space (21) in connection with the valve stem (22), the first (23) of said slides being mounted on a first end of the valve stem (22) in a diametrically smaller cylindrical space (21a), and the second (24) of said slides, which is provided with a spring (26), being mounted in connection with the valve stem (22) in a diametrically larger cylindrical space (21b, 21c), whereby a pressure fluid is delivered to at least one lateral bearing element (4a, 4a', 4b, 4b'); a regulator element (25), which is fitted in connection with a second end of the valve stem (22) as well as in connection with a feed line (P) for a hydraulic pressure fluid, and that the first slide (23) is subjected to a hydrostatic control pressure consistent with a hydrostatic pressure acting on hydrostatic slide bearing elements (5a, 5a', 5b, 5b') which work against the spring (26) and act on a roll shell (2) in a plane co-directional with a primary loading (F) for operating the valve stem (22) and the regulator element (25) in such a way that the hydraulic pressure fluid has access from the feed line (P) into the larger cylindrical space (21b, 21c) of the valve (20) in view of regulating a supply pressure delivered to at least one lateral bearing element (4a, 4a', 4b, 4b').

6. A method as set forth in any of claims 1-3, **characterized** in that the regulator (20) comprises an electrically controlled valve, which receives its control from either one of pressure detectors (52, 53), mounted in connection with the main bearing elements (5a, 5a', 5b, 5b') acting on the roll shell (2) in the direction of a plane co-directional with the loading (F), along a transit path (8, 8', 9', 10) established between the pressure detectors (52, 53) and the regulator (20).

7. A method as set forth in any of claims 1, 3, 4, 5 or 6, **characterized** in that the regulator (20) is fitted in the feed line (P) of one lateral bearing element (4a), said lateral bearing element (4a) being further provided with a control device (42), whereby the pressure is suppliable to another opposite lateral

bearing element (4b), the shell remaining laterally immobilized relative to the roll shaft (3).

8. A roll for applying the method of claim 1 for fitting a tubular roll shell (2) of a roll (1) in a paper or board machine, said roll shell (2) being supportable on a stationary roll shaft (3) by means of hydrostatic slide bearing elements (4a, 4b; 4a', 4b'; 5a, 5b; 5a', 5b') acting on the roll shell (2) in radially opposite directions at least in the direction of a first plane or a plane co-directional with a primary loading (F) and a plane substantially lateral to the plane co-directional with the primary loading (F), and said slide bearing elements (4a, 4b, 4a', 4b', 5a, 5b, 5a', 5b') being loadable hydraulically by means of a pressure fluid, **characterized** in that the hydrostatic pressure of the lateral bearing elements (4a, 4b; 4a', 4b') acting in radially opposite directions on the roll shell (2) in a direction substantially lateral to a plane co-directional with the primary loading (F) is adjustable by means of a regulator (20) having feedback connection from the main bearing elements (5a, 5b, 5a', 5b') acting in the direction of a plane co-directional with the primary loading (F) to comply at a predetermined ratio with the maximum hydrostatic pressure of the main bearing elements (5a, 5b, 5a', 5b') substantially acting on the roll shell (2).

20

9. A roll as set forth in claim 8, **characterized** in that one lateral bearing element (4b, 4b') is suppliable with a constant pressure and the other lateral bearing element (4a, 4a') is suppliable by way of a regulator (20) with a control pressure depending on the maximum pressure of the main bearing elements (5a, 5b, 5a', 5b').

25

10. A roll as set forth in claim 8 or 9, **characterized** in that the regulator (20) comprises a mechanical hydraulic valve.

30

11. A roll as set forth in claim 10, **characterized** in that the mechanical hydraulic valve (20) comprises: a cylindrical space (21) diametrically smaller at one end than at the other end; a valve stem (22) adapted to be movable axially lengthwise in the cylindrical space (21); two slides (23, 24) fitted in the cylindrical space (21) in connection with the valve stem (22), the first (23) of

said slides being mounted on a first end of the valve stem (22) in a diametrically smaller cylindrical space (21a), and the second (24) of said slides, which is provided with a spring (26), being mounted in connection with the valve stem (22) in a diametrically larger cylindrical space (21b, 21c), whereby a pressure fluid is suppliable to at least one lateral bearing element (4a, 4a', 4b, 4b'); a regulator element (25), which is fitted in connection with a second end of the valve stem (22) as well as in connection with a feed line (P) for a hydraulic pressure fluid, and that the first slide (23) is subjectable to a hydrostatic control pressure consistent with a hydrostatic pressure acting on hydrostatic slide bearing elements (5a, 5a', 5b, 5b') which work against the spring (26) and act on a roll shell (2) in a plane co-directional with a primary loading (F) for operating the valve stem (22) and the regulator element (25) in such a way that the hydraulic pressure fluid has access from the feed line (P) into the larger cylindrical space (21b, 21c) of the valve (20) in view of regulating a supply pressure delivered to at least one lateral bearing element (4a, 4a', 4b, 4b').

12. A roll as set forth in claim 8, **characterized** in that the regulator (20) comprises an electrically controlled valve, whose control is obtainable from either one of pressure detectors (52, 53), mounted in connection with the main bearing elements (5a, 5a', 5b, 5b') acting on the roll shell (2) in the direction of a plane co-directional with the loading (F), along a transit path (8, 8', 9', 10) established between the pressure detectors (52, 53) and the regulator (20).

13. A roll as set forth in any of claims 8, 10, 11 or 12, **characterized** in that the regulator (20) is connected with the feed line (P) of one lateral bearing element (4a), said lateral bearing element (4a) being further provided with a control device (42) for delivering the pressure to another opposite lateral bearing element (4b), the shell remaining laterally immobilized relative to the roll shaft (3).

(57) Abstract

A method for fitting a tubular roll shell (2) of a roll (1) in a paper or board machine. In the method, the roll shell (2) is supported on a stationary roll shaft (3) by means of hydrostatic slide bearing elements (4a, 4b; 4a', 4b'; 5a, 5b; 5a', 5b'), acting on the roll shell (2) in radially opposite directions, at least in the direction of a plane co-directional with a first plane or a plane parallel to a primary loading (F) and in a plane substantially lateral to a plane co-directional with the primary loading (F). The slide bearing elements (4a, 4b, 4a', 4b', 5a, 5b, 5a', 5b') are loaded hydraulically by means of a pressure fluid. The lateral bearing elements (4a, 4b; 4a', 4b') acting in radially opposite directions have a hydrostatic pressure thereof adjusted by means of a regulator (20) having feedback connection with the main bearing elements (5a, 5b, 5a', 5b') acting in the direction of a plane co-directional with the primary loading (F) to comply at a predetermined ratio with the maximum hydrostatic pressure of the main bearing elements (5a, 5b, 5a', 5b') acting on the roll shell (2). The invention relates further to an apparatus for applying the method.

Fig. 1